

Turbo compound engine.

Publication number: DE3875300T
Publication date: 1993-04-01
Inventor: OKADA MASAKI KAWASAKI FACTORY (JP)
Applicant: ISUZU MOTORS LTD (JP)
Classification:
- International: **F02B41/10; F02B41/00;** (IPC1-7): F02B41/10
- European: F02B41/10
Application number: DE19883875300T 19880728
Priority number(s): JP19870188747 19870730

Also published as:

-  EP0301547 (A2)
-  US4843822 (A1)
-  JP1035026 (A)
-  EP0301547 (A3)
-  EP0301547 (B1)

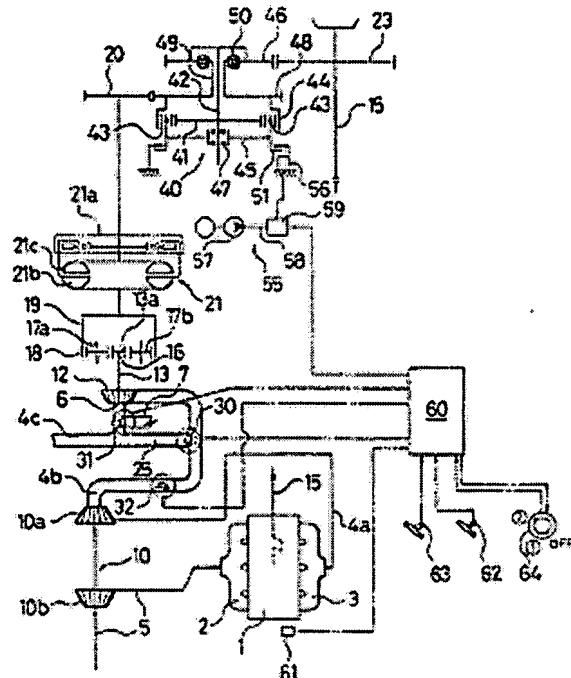
Report a data error here

Abstract not available for DE3875300T

Abstract of corresponding document: EP0301547

A turbo compound engine comprising an engine (1) having an output shaft (15) and an exhaust line (4b), a power recovering turbine (12) disposed at the exhaust line (4b), a gear train (100) connecting the power recovering turbine (12) with the output shaft (15) of the engine (1), and a power reversing mechanism (40) including a hydraulic clutch (51, 51a, 56) provided with the gear train (100), so that energy consumed by the power turbine (12) may serve as braking effort against the vehicle upon switching of the power reversing mechanism (40), and large load may not be applied to the gear train (100) at one occasion by allowing the hydraulic clutch (51, 51a, 56) to slip during a certain period from the switching of the power reversing mechanism (40), thereby protecting the drive power transmission system of the vehicle and improving the driveability.

FIG. I



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

(12) Übersetzung der
europäischen Patentschrift

(51) Int. Cl. 5:
F 02 B 41/10

(87) EP 0301547 B1

(10) DE 38 75 300 T 2

(21) Deutsches Aktenzeichen: 38 75 300.6
 (85) Europäisches Aktenzeichen: 88 112 245.1
 (86) Europäischer Anmeldetag: 28. 7. 88
 (87) Erstveröffentlichung durch das EPA: 1. 2. 89
 (87) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung beim EPA: 14. 10. 92
 (47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: 1. 4. 93

(30) Unionspriorität: (32) (33) (31)

30.07.87 JP 188747/87

(73) Patentinhaber:

Isuzu Motors Ltd., Tokio/Tokyo, JP

(74) Vertreter:

Schaumburg, K., Dipl.-Ing.; Thoenes, D., Dipl.-Phys.
Dr.rer.nat.; Englaender, K., Dipl.-Ing., Pat.-Anwälte,
8000 München

(84) Benannte Vertragstaaten:

DE, GB

(72) Erfinder:

Okada, Masaki Kawasaki Factory of Isuzu Mo,
Kawasaki-shi Kanagawa, JP

(54) Turbo-Verbundmaschine.

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patentamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 38 75 300 T 2

DE 38 75 300 T 2

PATENTANWALTE
SCHAUMBURG, THOENES & ENGLAENDER
EUROPEAN PATENT ATTORNEYS

P 38 75 300.6-08

KARL-HEINZ SCHAUMBURG, Dipl.-Ing.
DR. DIETER THOENES, Dipl.-Phys.
KLAUS ENGLAENDER, Dipl.-Ing.

4. November 1992
I 7805 EP/DE - ai

TURBOCOMPOUNDMASCHINE

Die Erfindung betrifft eine Turbocompoundmaschine. Solche Maschinen können im Abgas enthaltene Energie als Expansionsarbeit einer Leistungsturbine zurückgewinnen und über einen Getriebezug auf die Antriebswelle der Maschine übertragen, derart, daß die Leistungsturbine bei der Verzögerung des Fahrzeugs zur Erreichung einer Bremswirkung im gegenläufigen Sinn gedreht wird. Insbesondere betrifft die Erfindung eine Turbocompoundmaschine mit einem Getriebezug, der mit einer Kupplung zur Aufnahme einer hohen Last versehen ist, die entsteht, wenn die Leistungsturbine im gegenläufigen Sinn gedreht wird.

Vor kurzem wurden Turbocompoundmaschinen entwickelt, die ihre Abgasenergie als Aufladeenergie eines Turboladers und Abgasenergie aus dem Turbolader als diabatische Expansionsenergie einer Leistungsturbine zurückgewinnen.

In solchen Turbocompoundmaschinen werden die Energieausgangsleistung, die Kraftstoffverbrauchsrate und der Nutzen der Maschine durch die Erhöhung der Expansionsver-

hältnisse des Turboladers und der Leistungsturbine verbessert. Andererseits bleibt die Sicherstellung einer angemessenen Bremsaktion (zum Beispiel mittels einer Abgasbremse) zum Ausgleich der erhöhten Ausgangsleistung der Maschine immer noch ein Problem. Mit anderen Worten, die Bremsaktion gegen die Maschine verringert sich mit einer Zunahme des durch Turboaufladung erfolgenden Drucks, so daß eine Hauptbremse (das heißt Fußbremse) betätigt werden sollte, um die relative Verringerung der gesamten Bremsaktion auszugleichen. Die Gewährleistung einer ausreichenden Bremsaktion ist nicht nur wichtig für die Lenkbarkeit und Sicherheit des Fahrzeugs (es wird eine Bremskraft von mehr als etwa 60% der bemessenen Ausgangsleistung benötigt), sondern auch für die effektivere Nutzung der Turbocompoundmaschine.

In der EP-A-272 680 und EP-A-0 297 287 (dieses Dokument fällt unter Artikel 54, Paragraph 3, EPÜ) sind Turbocompoundmaschinen erwähnt, bei denen, wie in Figur 3 der zugehörigen Zeichnungen gezeigt, eine Leistungsturbine a zur Rückgewinnung der Abgasenergie in der Abgasleitung b1 eines Fahrzeugs angeordnet und eine Fluidleitung c3 an eine Abgasleitung b2 stromaufwärts der Leistungsturbine a angeschlossen ist, so daß die Leistungsturbine 1 umgangen wird. Eine Fluidleitungs-Schalteinrichtung e ist an der Einmündung der Abgasleitung b1 stromaufwärts der Fluidleitung c angeordnet, die die Fluidleitung c öffnet, wenn sich das Fahrzeug im Verzögerungssmodus befindet und die Antriebskraft von der Kurbelwelle d auf die Leistungsturbine a übertragen wird.

Durch diese Konstruktion kann die Leistungsturbine die Abgasenergie aus der Maschine derart zurückgewinnen, daß die zurückgewonnene Energie als Antriebsenergie der Ma-

schine während des normalen Fahrbetriebs genutzt werden kann.

Während der Abgasbremsung und wenn die Kupplung des Fahrzeugs eingerückt ist, schließt die Fluidleitungs-Schaltseinrichtung e die Abgasleitung $1b$ stromaufwärts der Fluidleitung c , während sie die Leitung $b2$ mit der Leitung c verbindet, wobei die Einmündung der beiden Leitungen gedrosselt wird. Gleichzeitig wird die Drehung der Kurbelwelle d über einen der Getriebezüge auf die Leistungsturbine a übertragen, wobei die Drehung durch den Getriebezug umgekehrt wird. Folglich leistet die ursprünglich für Energierückgewinnung ausgelegte Leistungsturbine Pumparbeit, das heißt, die Leistungsturbine verdichtet die aus der Abgasleitung $b2$ in die Fluidleitung c geführte Luft. Deshalb ist es möglich, eine große Bremsaktion einschließlich Motorreibung der Maschine, Negativarbeit nach Pumparbeit durch die Leistungsturbine und die Abgasbremskraft während der Abgasbremsung zu erreichen.

Jedoch dreht sich die Leistungsturbine während des Normalbetriebs des Fahrzeugs bei einer Umdrehungsgeschwindigkeit von 80.000 bis 100.000 U/min, und die Rotationsenergie bei einer solchen Umdrehungsgeschwindigkeit ist äquivalent zum Trägheitsmoment (polares Flächenträgheitsmoment) des Schwungrads der normalen Maschine. Wenn also die Drehung der Leistungsturbine von normaler Drehung auf gegenläufige Drehung umgeschaltet wird, muß eine beträchtliche Menge an Energie irgendwo zwischen der Kurbelwelle und der Leistungsturbine verbraucht werden. Experimente haben gezeigt, daß diese Energie ihr Maximum erreicht, wenn ab Beginn der Umkehrung nur eine relativ kurze Zeit (2 bis 3 Sekunden) benötigt wird, bis die Leistungsturbine ihre maximale Geschwindigkeit in der umge-

kehrten Richtung erreicht hat. Dadurch besteht die Notwendigkeit für eine Turbocompoundmaschine, die diese Energie durch eine bestimmte, zwischen der Kurbelwelle und der Leistungsturbine angeordnete Einrichtung aufnehmen kann.

Bei Umkehr der Drehung der Leistungsturbine entstehen folgende Mängel, wenn nicht diese Energie absorbiert wird (in einem Fall, in dem die Elemente zwischen der Leistungsturbine und der Kurbelwelle über ausreichende Festigkeit verfügen).

- (1) Das Fahrzeug schleudert augenblicklich.
- (2) Eine Anti-Antriebskraft bei Schleudern übt eine extrem hohe Last auf das Antriebssystem des Fahrzeugs aus.
- (3) Es kommt zu einem außergewöhnlichen Abrieb an Reifen, Bremskissen oder Bremsschuhen.
- (4) Der Fahrkomfort verschlechtert sich.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Turbocompoundmaschine zur Verfügung zu stellen, mit zwei Getriebezügen für den Anschluß einer in der Abgasleitung der Maschine angeordneten Leistungsrückgewinnungsturbine an die Ausgangswelle der Maschine, derart, daß die Übertragungsrichtung der Antriebskraft umgekehrt werden kann und beim Schalten der Getriebezüge für den umgekehrten Modus keine vorübergehend rapide ansteigende hohe Last entsteht, wodurch die Nutzungsdauer des Antriebskraft-Übertragungssystems und das Fahrverhalten des Fahrzeugs verbessert werden.

Eine Turbocompoundmaschine gemäß vorliegender Erfindung weist in dem Getriebezug einen die Ausgangswelle der Maschine mit der Leistungsturbine verbindenden Leistungsumkehrmechanismus auf, der eine Hydraulikkupplung besitzt, die bei deren Einrücken schlupft, so daß die bei Drehung der Leistungsturbine in umgekehrter Richtung erzeugte große Energie an der Hydraulikkupplung verbraucht wird.

Zur Lösung dieser Aufgabe wird gemäß vorliegender Erfindung eine Turbocompoundmaschine mit den Merkmalen des Anspruchs 1 zur Verfügung gestellt. Weiterbildungen dieser Maschine sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet.

Während der Verzögerung des Fahrzeugs, nämlich wenn die Hydraulikkupplung eingerückt ist, wird die Leistungsturbine durch die Planetenzahnräder im gegenläufigen Sinn gedreht. Während sich die Turbine zwischen normaler Drehung und umgekehrter Drehung befindet, entsteht Schlupf in der Hydraulikkupplung, wodurch zwischen der Kurbelwelle und der Leistungsturbine erzeugte Energie absorbiert wird.

Figur 1

zeigt ein Systemdiagramm einer bevorzugten Ausführungsform einer Turbocompoundmaschine gemäß vorliegender Erfindung.

Figur 2

zeigt ein Flußdiagramm für die Turbocompoundmaschine von Figur 1.

Figur 3

zeigt eine schematische Darstellung diesbezüglichen Stands der Technik.

Es folgt die Beschreibung einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung unter Bezugnahme auf die Zeichnungen.

In Figur 1 bezeichnet Bezugsziffer 1 die Brennkraftmaschine eines Fahrzeugs (nicht dargestellt), Bezugsziffer 2 den Ansaugkrümmer und Bezugsziffer 3 den Abgaskrümmer des Brennkraftmaschine 1.

Wie Figur 1 zeigt, ist eine Abgasleitung 4a an den Abgaskrümmer 3 und eine Ansaugluftleitung 5 an den Ansaugkrümmer 2 angeschlossen. Eine Turbine 10a des Turboladers 10 ist an einer mittleren Stelle in der Abgasleitung 4 angeordnet, während sich der Verdichter 10b des Turboladers 10 in der Ansaugleitung 5 befindet. In einer Abgasleitung 4b stromabwärts des Turboladers 10 ist eine Leistungsturbine 12 für die Rückgewinnung der Abgasenergie vorgesehen. Eine Fluidleitung 25 zweigt von der Abgasleitung 4b ab, und zwar zwischen der Leistungsturbine 12 und der Turbine 10a des Turboladers 10, und ist an die Leitung 4c stromabwärts der Leistungsturbine 12 angeschlossen. An der Einmündung der Leitung 4b und der Fluidleitung 25 stromaufwärts der Leistungsturbine 12 ist ein Leitungsschaltmechanismus 30 vorgesehen, der die Fluidleitung 25 schließt, während er die Leitung 4b bis zu einem vorbestimmten Grad drosselt. Der Schaltmechanismus 30 ist so ausgebildet, daß er wenigstens zwei Schaltstellungen besitzt. Eine zur Außenatmosphäre führende Leitung 7 ist an die Abgasleitung 4c angeschlossen, die die Fluidleitung 25 mit der Auslaßöffnung 6 der Leistungsturbine 12 verbindet. Dort, wo sich die Leitungen 7 und 4c überschneiden, ist ein Schaltmechanismus 31 angeordnet, der die zur Außenatmosphäre führende Leitung 7 bei Schließen der Abgasleitung 4c öffnet. Darüber hinaus ist ein Brems-

ventil 32 in der Leitung 4b zwischen dem Schaltventil 30 und der Turbine 10a vorgesehen.

Nachfolgend werden die Getriebebezüge für den Anschluß der Leistungsturbine 12 an die Kurbelwelle 15 erläutert.

Wie Figur 1 zeigt, ist ein Ausgangszahnrad 16 an dem Ende 13a der Welle 13 der Leistungsturbine 12 angeordnet und kämmt mit Planetenzahnradern 17a und 17b. Die Planetenzahnräder 17a und 17b kämmen mit einem Ringzahnrad 18, das sich zusammen mit einem Eingangspumpenrad 21b einer Flüssigkeitskupplung 21 dreht, die mit einem Verriegelungsmechanismus 21a ausgestattet ist. Mit anderen Worten, das Ausgangszahnrad 16 ist über den die Planetenzahnräder 17a und 17b aufweisenden Planetengetriebemechanismus 19 mit der Flüssigkeitskupplung 21 derart verbunden, daß die Drehung der Leistungsturbine 12 auf ein Ausgangspumpenrad 21c der Flüssigkeitskupplung 21 übertragen wird. Das Planetengetriebe 19 wird verwendet, damit man ein großes Bremsverhältnis und eine hohe Übertragungsleistung hat. An der Ausgangspumpe 21c ist ein sich mit der Pumpe 21c drehendes Zahnrad 20 und an der Kurbelwelle 15 ein Kurbelwellen-Zahnrad 23 befestigt.

Ein weiteres Planetengetriebe 40 für den Anschluß der Kurbelwelle 23 an das Zahnrad 20 und für die Drehung der Leistungsturbine 12 sowohl im normalen als auch im umgekehrten Sinn wird nachfolgend beschrieben.

Das Planetengetriebe 40 hat ein Sonnenzahnrad 41, eine Sonneradwelle 42, ein Ringzahnrad 44, das in dessen Umfangsrichtung in Intervallen mit den Planetenzahnräder 43 kämmt und das Sonnenzahnrad 41 in Umfangsrichtung umschließt, und einen Träger 45, der das relative Lagever-

hältnis des Planetenzahnrad 43 und Sonnenzahnrad 41 aufrecht erhält, während sich das Planetenzahnrad 43 autorotatorisch und umlaufend um das Sonnenzahnrad 41 dreht.

Nachstehend wird das Planetengetriebe 40 im Detail erläutert.

Die Sonnenradwelle 42 ist an ihrem einen Ende mit einem ersten, mit dem Kurbelwellenzahnrad 23 in Eingriff stehenden Übertragungszahnrad 46 versehen und hält den Träger 45 durch ein Lager 47 in der Nähe ihres anderen Endes. Andererseits ist das Ringzahnrad 44 mit einem zweiten Übertragungszahnrad 48 versehen, das mit dem Zahnrad 20 in Eingriff steht. Das zweite Übertragungszahnrad hat eine Hohlwelle 49, die einen Teil der Sonnenzahnradwelle 42 zwischen dem ersten und dem zweiten Übertragungszahnrad 46 und 48 behaust. Die Hohlwelle 49 dreht sich um die Welle 42 und ist mit einer Einwegkupplung 50 versehen. Die Einwegkupplung verbindet das erste Übertragungszahnrad 46 mit der Welle 49 nur dann, wenn Antriebskraft von dem Zahnrad 46 auf die Kurbelwelle 15 übertragen wird. Der Träger 45 hat ein Kupplungselement 51, das sich in radialer Richtung nach außen erstreckt. Die Drehrichtung des Planetengetriebes 40 wird durch eine Hydraulikkupplungsanordnung 55 gesteuert. In dieser Ausführungsform weist die Hydraulikkupplungsanordnung 55 eine Hydraulikkupplung 56 auf, die mit dem genannten Kupplungselement 51 derart verbunden werden kann, daß der Träger während des Einrückungsmodus gestoppt wird, wobei eine Pumpe 56 Öl zur Hydraulikkupplung 56 fördert, ein Ventil 59 in einer die Pumpe 57 mit der Hydraulikkupplung 56 verbindenden Ölleitung 58 angeordnet ist und ein Regler 60 das Ventil 59 regelt.

Ein AN-AUS-Signal aus dem Kupplungsschalter 62 der Brennkraftmaschine 1, ein AN-AUS-Signal aus dem Beschleunigungsschalter 63, ein Drehgeschwindigkeitssignal aus dem Drehgeschwindigkeitsfühler 61 der Brennkraftmaschine 1 und ein Bremssteuersignal aus einem Bremssteuerschalter 64 werden in den Regler 60 eingegeben, während Regelsignale von dem Regler 60 an die Schaltventile 30 und 31, das Abgasbremsventil 32, das Planetengetriebe 19 und das Trennventil 59 ausgegeben werden. Der Bremssteuerschalter 64 der dargestellten Ausführungsform hat eine AUS-Stellung, eine Stellung 1 und eine Stellung 2. In Stellung 1 erteilt der Regler 60 ein Befehlssignal zum vollständigen Schließen nur des Abgasbremsventils 31, während er in Stellung 2 ein Befehlssignal zum Schließen der Abgasleitung 4c und zum Öffnen der Lufteinlaßleitung 7, ein Befehlssignal zum Betätigen des Schaltventils 30 der Fluidleitung 25 bis zu einem vorgegebenen Grad für die Drosselung, ein Befehlssignal zum vollständigen Schließen des Trennventils 59 der Hydraulikkupplung 56 und ein Befehlsignal zur Aufhebung der Verriegelung des Verriegelungsmechanismus 21a ausgibt. Wenn der Bremssteuerschalter 64 eine Anweisung an den Regler 60 zur AUS-Stellung erteilt, liefert der Regler 60 Befehlssignale an das Schaltventil 30 zum vollständigen Schließen der Fluidleitung 25, an das Schaltventil 31 zum vollständigen Schließen der zur Außenatmosphäre führenden Leitung 7, an den Verriegelungsmechanismus 21a zur Verriegelung und an das Ventil 59 zum vollständigen Schließen, derart, daß die Hydraulikkupplung 56 von dem Kupplungselement 51 gelöst sein kann.

Nachfolgend wird eine durch den Regler 60 während der Verzögerung des Fahrzeugs bewirkte Regelung unter Bezugnahme auf Figur 2 beschrieben.

Während des normalen Fahrbetriebs wird in dem Regler 60 beurteilt, ob der Beschleunigungsschalter 63 bei Schritt 70 AUS ist, ob der Kupplungsschalter 62 bei Schritt 71 AN ist und ob die Umdrehungsgeschwindigkeit des Motors bei Schritt 72 gleich oder höher als 700 U/min ist. Wenn die Antworten bei den Schritten 70, 71 und 72 alle JA lauten, weist der Regler 60 nach, daß das Fahrzeug verzögert wird, und es werden die folgenden Schritte ausgeführt. Zuerst wird das Abgasbremsventil 32 bei Schritt 73 vollständig geschlossen, so daß der Abgasdruck erhöht wird. Dann wird beurteilt, ob der Bremssteuerschalter in Stellung 1 ist oder nicht. Wenn eine der Antworten während der Schritte 70 bis 72 NEIN lautet, das heißt der Bremssteuerschalter 64 abgeschaltet ist, springt das Programm zu Schritt 82. Lautet die Antwort bei Schritt 74 JA, so sendet der Regler 60 ein Befehlssignal an den Verriegelungsmechanismus 21a der Flüssigkeitskupplung 21 zur Aufhebung der Verriegelung, wie das in der mit Ziffer 75 gekennzeichneten Operation angegeben ist. Danach sendet der Regler 60 bei Schritt 76 ein Befehlssignal an das Ventil 30, so daß die Fluidleitung 25 bis zu einem vorgegebenen Grad gedrosselt werden kann, während bei Schritt 77 an das Ventil 31 ein Signal derart geliefert wird, daß die Abgasleitung 4c geschlossen und die zur Außenatmosphäre führende Leitung 7 geöffnet wird. Das Trennventil 59 wird durch ein Befehlssignal bei Schritt 78 geschlossen.

Da, bezugnehmend auf Figur 1, das Trennventil 59 geschlossen ist, sind das Kupplungselement 51 und die

Hydraulikkupplung 59 miteinander verbunden. Daraufhin wird die Antriebskraft der Kurbelwelle 15 von dem Kurbelwellenzahnrad 23 über das erste Übertragungszahnrad 23 und das Planetenzahnrad 43 auf das Sonnenzahnrad 41 übertragen, wobei die Drehung umgekehrt ist. Danach wird die Antriebskraft von dem Sonnenzahnrad 41 auf das Zahnrad 20 übertragen, wobei die Drehung erneut umgekehrt wird. Dann wird die Kraft über die Flüssigkeitskupplung 21 auf das Planetengetriebe 19 übertragen. Die Drehung wird an dem Planetengetriebe 19 umgekehrt und die Drehkraft auf die Leistungsturbine 12 übertragen, so daß die Leistungsturbine 12 in einer ihrer eigenen Richtung während des normalen Fahrbetriebs entgegengesetzten Richtung gedreht wird, wodurch Luft durch die Leitung 7 angesaugt wird und die Leistungsturbine 12 die Funktion eines Luftverdichters übernimmt. Zusätzlich zur normalen Abgasbremse dient die bei der Verdichtung der Luft durch die Leistungsturbine verbrauchte Energie als Bremsaktion gegen den Motor 1. Deshalb kann eine hohe Bremskraft auf den Motor 1 ausgeübt werden. Gleichzeitig ist es möglich, die bei der Umkehrung der Leistungsturbine erzeugte Energie dadurch zu absorbieren, daß das Kupplungselement 51 und die Hydraulikkupplung 56 so ausgebildet werden, daß zwischen dem Kupplungselement 51 und der Hydraulikkupplung 56 ausreichender Schlupf entsteht.

Es wird erneut auf Figur 2 bezug genommen. Hier wird geprüft, ob das Einrücken der Hydraulikkupplung 56 bei Schritt 79 drei Minuten dauert hat. Lautet die Antwort NEIN, so werden die Schritte 75 und 78 wiederholt, so daß die Wärmeerzeugung in der Hydraulikkupplung 56 auf ein vorgegebenes Maß beschränkt wird und keine unnötig große Bremsaktion gegen den Motor 1 erfolgt. Lautet die Antwort bei Schritt 79 JA, so beginnt der Verriegelungsmechanis-

mus 21a zu arbeiten. Wenn dann der Bremssteuerschalter 64 bei Schritt 81 noch AN ist, das heißt sich entweder in Stellung 1 oder Stellung 2 befindet, wird die vorstehend beschriebene Bremssteuerung wiederholt. Diese Wiederholung der Bremssteuerung ermöglicht eine graduelle Verringerung der Motorgeschwindigkeit, während die gegen die Hydraulikkupplung 56 wirkende Last unterdrückt wird. Ist die Antwort bei Schritt 81 JA, so erfolgt die Steuerung für normalen Fahrbetrieb. Genauer ausgedrückt bedeutet dies, daß der Regeler 60 Befehlssignale an die Ventile 30, 31 und 59 ausgibt, so daß die Hydraulikkupplung 56 abgeschaltet und die Fluidleitung 25 und die Luftleitung 7 geschlossen werden. Daraufhin beginnt die Leistungsturbine sich in normaler Richtung zu drehen, was durch das Abgas bewirkt wird, so daß die Abgasenergie zurückgewonnen und die Drehkraft der normalen Richtung über die Planetenzahnräder 29 und die anderen Zahnräder 20, 48, 46 und 23 auf die Kurbelwelle 15 übertragen wird.

P 38 75 300.6-08

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Turbocompoundmaschine umfassend eine Brennkraftmaschine (1) mit einer Ausgangswelle (15), eine Abgasleitung (4a, 4b, 4c), einen die Ausgangswelle (15) der Brennkraftmaschine (1) mit einer in der Abgasleitung (4b) der Brennkraftmaschine (1) angeordneten Leistungsrückgewinnungsturbine (12) verbindenden Getriebezug, und einen Leistungsumkehrmechanismus in dem Getriebezug, wobei der Leistungsumkehrmechanismus einen Planetenzahnradssatz (40) enthält und eine hydraulische Rutschkupplungsanordnung (55) in dem Planetenzahnradssatz (40) so vorgesehen ist, daß sie die Ausgangswelle (15) der Brennkraftmaschine (1) mit der Leistungsrückgewinnungsturbine (12) bei deren Drehungsumkehr mit Schlupf verbindet, wodurch Energie absorbiert wird, die bei Drehungsumkehr der Leistungsrückgewinnungsturbine (12) erzeugt wird.
2. Turbocompoundmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Abgasleitung (4b) eine Bypassleitung (25) für die Leistungsrückgewinnungsturbine (12) hat, der stromaufwärts ein Abgasbremsventil (32) vorgeordnet ist, daß ein Schaltventil (30) an einem Schnittpunkt der Bypassleitung (25) und der Abgasleitung (4b) zum Schließen der Abgasleitung (4b) und Öffnen der Bypassleitung (25) bei Fahrzeugverzögerung angeordnet ist, daß mit einem Teil der Abgasleitung (4c) zwischen der Bypasslei-

tung (25) und der Austrittsöffnung (6) der Leistungsrückgewinnungsturbine (12) eine zur Außenatmosphäre führende Leitung (7) verbunden ist, und daß ein Schaltventil (31) an dem genannten Teil der Abgasleitung (4c) angeordnet ist, das ihn schließt und die zur Außenatmosphäre führende Leitung (7) öffnet.

3. Turbocompoundmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Leistungsumkehrmittel enthalten: ein Sonnenzahnrad (41), ein in dieses eingreifendes Planetenzahnrad (43), ein Ringzahnrad (44) mit Innenverzahnung (44a) in Eingriff mit dem Planetenzahnrad (43) und ein Außenzahnrad (48) in Eingriff mit einem mit der Leistungsrückgewinnungsturbine (12) verbundenen Zahnrad (20), die die Drehung des Planetenzahnrades (43) begrenzende Hydraulikkupplungsanordnung (55), ein Übertragungszahnrad (46) in Verbindung mit einer Hohlwelle (49) über eine Einwegkupplung (50) und drehbar mit dem Ringzahnrad (44) zum Eingriff mit einem Zahnrad (23) der Ausgangswelle (15) und zum Drehen mit einer durch die Hohlwelle (49) verlaufenden Achse (42) des Sonnenzahnrades (41).
4. Turbocompoundmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Hydraulikkupplung (55) eine Kupplungsscheibe (51) befestigt an einem Träger (45) des Planetenzahnrades (43), eine weitere Kupplungsscheibe gekoppelt mit der Kupplungsscheibe (51) und einen Betätiger (56) zum Einkuppeln und Auskuppeln der beiden Kupplungsscheiben abhängig von zugeführtem Öldruck enthält.

5. Turbocompoundmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Leistungsrückgewinnungsturbine (12) in der Abgasleitung (46) stromabwärts einer Turbine (10a) eines Turboladers (10) zur Rückgewinnung von Energie aus dem Abgas angeordnet ist, und daß eine Steuerung (60) zum Betätigen des Abgasbremsventils (32) und des Schaltventils (31) sowie zum schlupfbehafteten Verbinden der Ausgangswelle (15) mit der Leistungsrückgewinnungsturbine (12) über die hydraulische Kupplungsanordnung (55) bei deren Drehungsumkehr vorgesehen ist.
6. Turbocompoundmaschine nach Anspruch 5, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Steuerung (60) so aufgebaut ist, daß sie die Befehlssignale zum Schließen des Abgasbremsventils (32), zum Betätigen des Schaltventils (30) in der Bypassleitung (25) und des Schaltventils (31) stromabwärts der Leistungsrückgewinnungsturbine (12) sowie zum Einkuppeln der hydraulischen Kupplungsanordnung (55) erzeugt.
7. Turbocompoundmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch **gekennzeichnet**, daß die hydraulische Kupplungsanordnung (55) nicht länger als drei Minuten nach dem Einkuppeln einen Schlupf hat.

FIG. 3

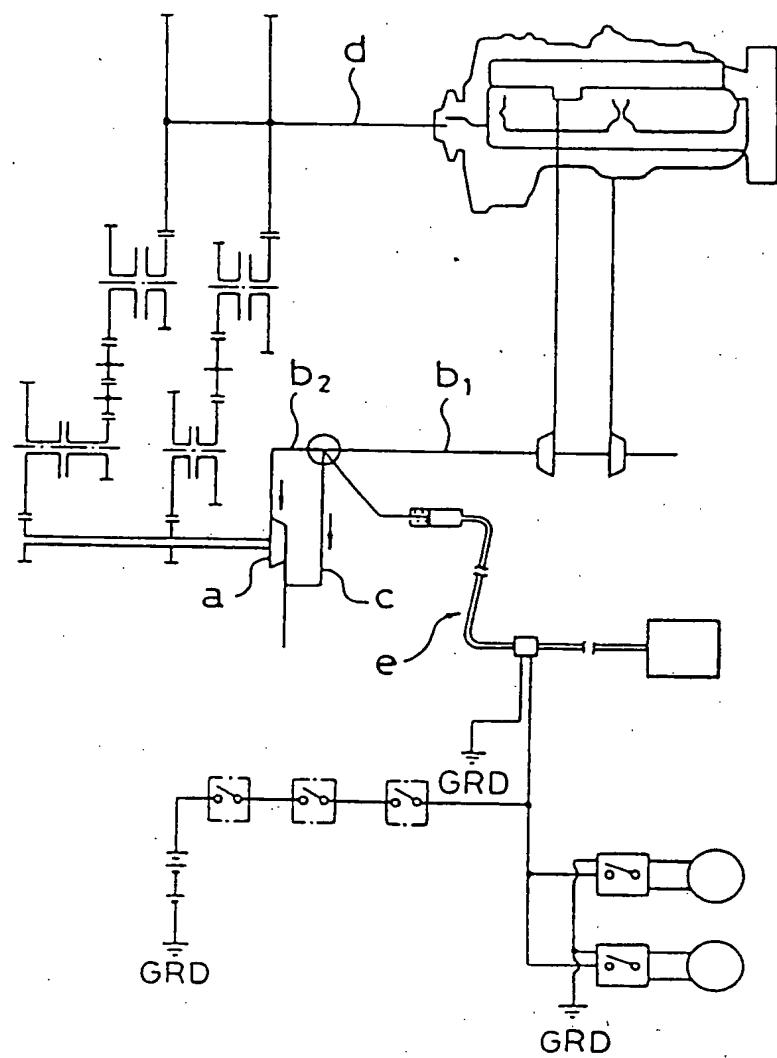
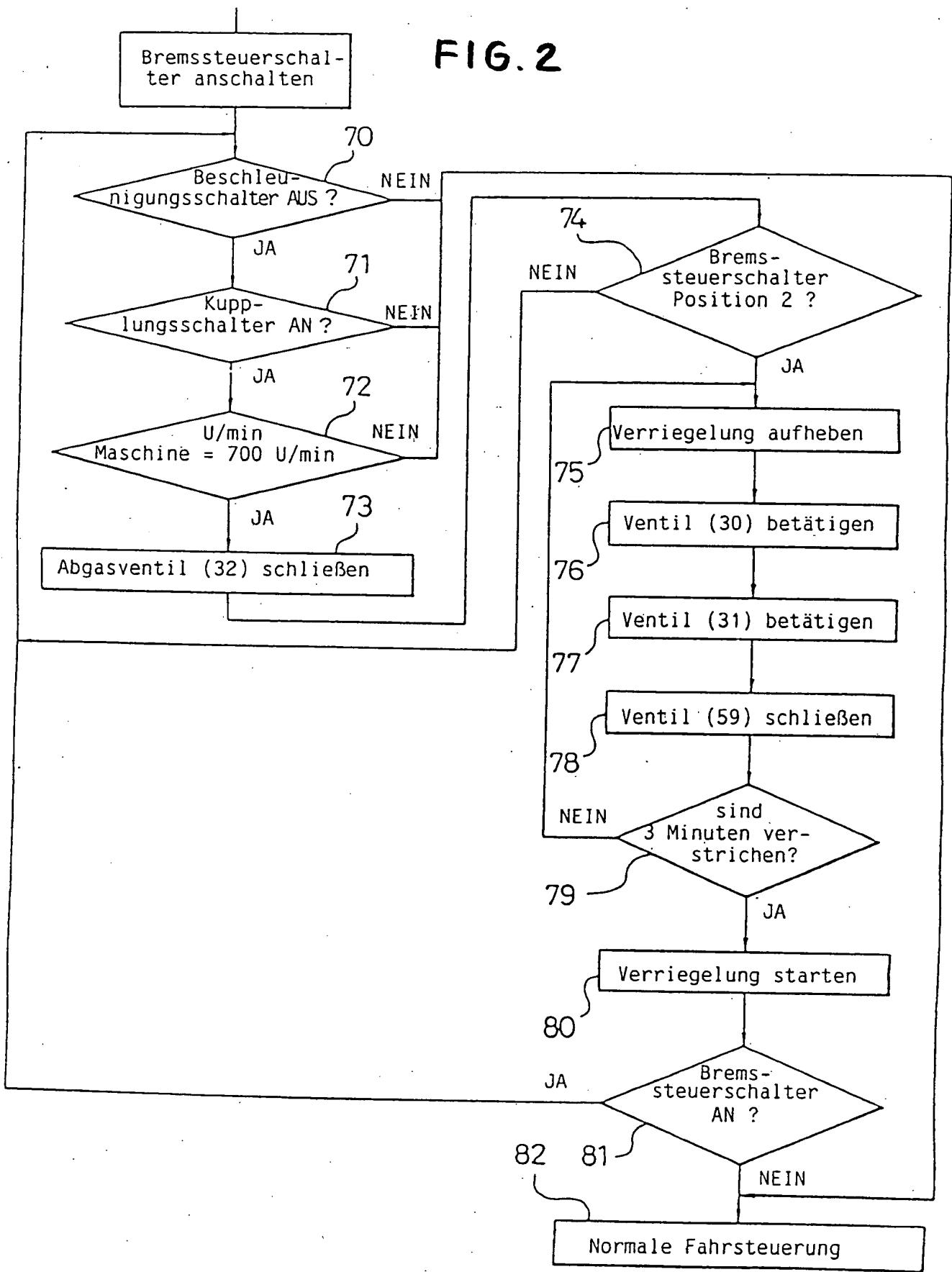


FIG. 2



P 38 75 300.6-08

FIG. 1

